

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Stojan pro převodovku osobního vozidla

Stand for a Personal Car Gearbox

Student:

Ondřej Sedlačík

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student:

Ondřej Sedlačík

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

**Stojan pro převodovku osobního vozidla
Stand for a Personal Car Gearbox**

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh svařovaného stojanu pro upnutí automatické převodovky vozidla Hyundai Ix35 dle následujících podmínek:

- stabilní a bezpečné upnutí pomocí šroubových spojů s využitím závitových děr, popř. šroubů převodovky
- možnost natočení upnuté převodovky kolem dvou os (podélná horizontální a k ní kolmá svislá osa)
- možnost zajištění natočené polohy.

Vypracujte výkresovou dokumentaci - svařovaná výrobní sestava stojanu a min. jeden vybraný výrobní výkres.

Seznam doporučené odborné literatury:

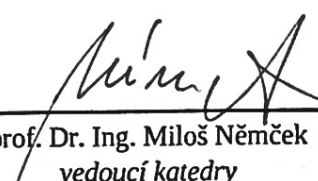
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry

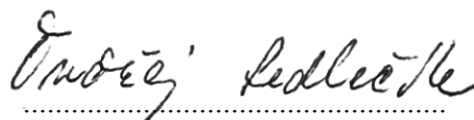



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2017

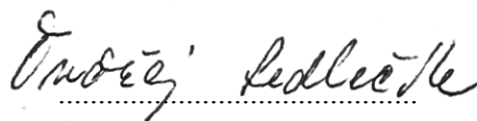
Handwritten signature of Ondřej Sedláček in cursive script, written over a dotted line.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 15. 5. 2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Ondřej Sedláčik

Adresa trvalého pobytu autora práce:

U Paleska 281

739 24, Krmelín

Anotace bakalářské práce

Sedlačík O. *Stojan pro převodovku osobního vozidla: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2017, 40s. Vedoucí práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem stojanu pro převodovku osobního vozidla. První část práce obsahuje rozdělení možných typů a řešení konstrukce. V další části je uvedeno vlastní řešení jednotlivých částí stojanu. Následuje pevnostní kontrola důležitých částí stojanu a návrh jednotlivých komponent. V poslední části práce se nachází posouzení splnění podmínek ze zadání.

Klíčová slova: stojan, převodovka

Anotation of bachelor thesis

Sedlačík O. *Stand for a Personal Car Gearbox: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 40 p. Thesis head: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D

The bachelor thesis deals with design stand for a personal car gearbox. The first part includes the distribution of possible solutions and design. The next section specified own design of individual stand parts. Followed by strength check of important parts and design of individual components. In the final part is assessment of terms from assignment.

Key words: stand, gearbox

Obsah

0. Seznam použitých značek a symbolů.....	8
1. Úvod.....	10
2. Rešerše.....	11
2.1 Statický stojan.....	11
2.1.1 Stojan s kompletním agregátem.....	11
2.1.2 Stojan s rozloženým modelem.....	12
2.1.3 Stojan s průřezem modelu.....	13
2.2 Montážní stojan.....	14
2.3 Zkušební stolice.....	15
2.4 Specifikace vystavované převodovky.....	16
2.4.1 Rozměry převodovky.....	17
2.4.2 Stanovení hmotnosti převodovky.....	19
3. Řešení konstrukce stojanu.....	20
3.1 Konstrukce otáčení převodovky.....	20
3.1.1 Otáčení podle vodorovné osy (osy převodovky).....	20
3.1.2 Otáčení podle svislé osy (osy nohy stojanu).....	21
3.2 Podstavec stojanu.....	22
4. Kontrola stojanu.....	23
4.1 Svary.....	23
4.1.1 Výpočet svaru mezi přírubou a trubkou.....	24
4.1.2 Výpočet svaru mezi trubkou a trubkou	25
4.1.3 Výpočet svaru mezi nákrůžkem a trubkou	27
4.1.4 Výpočet svaru mezi trubkou a podstavcem.....	28
4.2 Výpočet nohy stojanu na ohyb.....	29
4.3 Výpočet nohy stojanu na vzpěr	30
4.4 Dimenzování manipulační páky.....	31

4.5 Návrh šroubů pro upnutí převodovky	33
5. Závěr	36
6. Seznam použité literatury	38
7. Seznam příloh	40

0. Seznam použitých značek a symbolů

a	Charakteristický rozměr svaru	[mm]
d_3	Průměr jádra šroubu	[mm]
d	Vnější průměr trubky	[mm]
d_d	Průměr díry pro páku v trubce	[mm]
d_n	Vnitřní průměr nohy	[mm]
D_n	Vnější průměr nohy	[mm]
d_p	Průměr páky	[mm]
F	Vzpěrná síla	[N]
f	Součinitel tření	[-]
F_c	Celková zatěžující síla	[N]
F_{kr}	Kritická síla	[N]
$F_{Mo\text{ př}}$	Síla od klopného momentu převodovky	[N]
F_n	Normálová síla ve šroubu	[N]
F_o	Osová síla ve šroubu	[N]
F_p	Síla od hmotnosti převodovky	[N]
F_r	Síla vyvolaná rukou	[N]
F_x	Síla v místě otlacení páky	[N]
g	Normální tíhové zrychlení	[m.s ⁻¹]
I_{min}	Minimální kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
k_n	Součinitel bezpečnosti pro nohu	[-]
k_p	Součinitel bezpečnosti pro páku	[-]
k_s	Součinitel bezpečnosti svaru	[-]
$k_{šr}$	Součinitel bezpečnosti šroubu	[-]
k_v	Součinitel bezpečnosti pro vzpěr	[-]
l	Délka nohy	[mm]
L_1	Délka převodovky a příruby	[mm]
L_2	Délka od konce převodovky po střed nohy	[mm]
L_3	Poloměr příruby pro převodovku	[mm]
l_m	Vzdálenost od horního šroubu po zapření převodovky	[mm]
l_p	Délka páky	[mm]

l_p^*	Předběžná délka páky	[mm]
$l_{př}$	Délka převodovky	[mm]
$l_{šr}$	Délka šroubu	[mm]
l_x	Poloměr trubky pro páku	[mm]
m_c	Hmotnost převodovky celková	[kg]
M_{Fr}	Moment vyvolaný působením ruky na páku	[N.m]
M_o	Ohybový moment	[N.m]
m_p	Hmotnost převodovky	[kg]
m_{p1}	První naměřená hmotnost převodovky	[kg]
m_{p2}	Druhá naměřená hmotnost převodovky	[kg]
m_{p3}	Třetí naměřená hmotnost převodovky	[kg]
m_r	Hmotnost vyvolaná opřením ruky	[kg]
M_s	Moment ke středu příruby pro převodovku	[N.m]
p_{dov}	Tlak dovolený	[MPa]
p_t	Tlak v místě otlačení trubky	[MPa]
Re	Mez kluzu v tahu	[MPa]
s	Plošný obsah průřezu prutu	[mm ²]
s_n	Plocha průřezu nohy	[mm ²]
s_{sv}	Plocha průřezu svaru	[mm ²]
t	Velikost koutového svaru	[mm]
t_t	Tloušťka trubky	[mm]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
β	Součinitel velikosti svaru	[-]
β_k	Koeficient přídatného krutu	[-]
λ_m	Mezní štíhlost	[-]
σ_{Do}	Dovolené napětí	[MPa]
σ_c	Celkové napětí	[MPa]
σ_{kr}	Kritické napětí	[MPa]
$\tau_{\perp F}$	Tečné napětí od zatěžující síly	[MPa]
$\tau_{\perp Mo}$	Tečné napětí od ohybového momentu	[MPa]
λ	Štíhlostní poměr	[-]

1. Úvod

V současné době bývají stojany vidět například na světových výstavách. Jsou také nedílnou součástí automobilových muzeí nebo předváděcích akcí prodejců. Využívají se také v autoopravárenství a výzkumu. Stojany se pak v různých podobách objevují téměř ve všech odvětvích průmyslu i mimo něj.

Další kapitolou jsou výukové stojany, které mají za úkol přinést reálný pohled na daný agregát. Hodně se nyní zaměřuje na to, aby pro studenty byla více srozumitelná problematika složení motorů, převodovek a dalších částí. Výukový stojan nám dokáže názorně ukázat, jak co pracuje a kde je co umístěno. Když se zaměříme na studenty, jsou stojany používané v praktické výuce daleko více poučné a zajímavější, než teoretická výuka. Velké přednosti jsou v možnosti si prakticky vyzkoušet, jak věci pracují a zamyslet se nad jejich principem.

Cílem této bakalářské práce je návrh konstrukce stojanu splňující podmínky natočení podle dvou na sebe kolmých os, zajištění určité polohy a bezpečné upnutí převodovky pomocí šroubových spojů.

2. Rešerše

2.1 Statický stojan

Je základním typem stojanu, který není možné otáčet nebo jinak naklápět. Jedná se většinou pouze o výukovou pomůcku a neslouží k opravám nebo měření. Část úvodu a kapitola 2.1 jsou do značné míry převzaty z bakalářské práce [9].

2.1.1 Stojan s kompletním agregátem

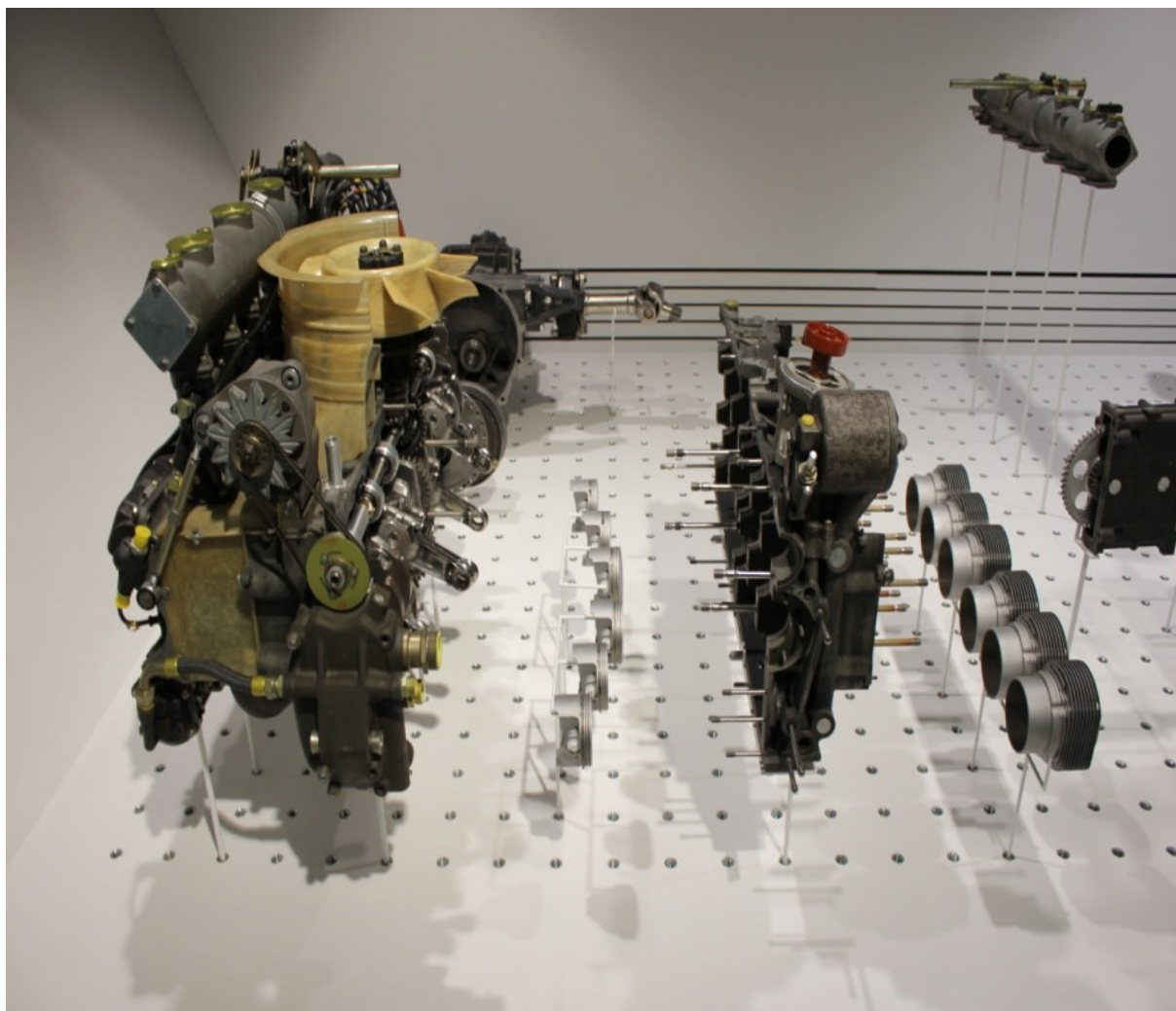
Tento stojan je spíše ukázkový a nelze na něm příliš znázornit jednotlivé kanálky nebo vnitřní části. Vidíme pouze obal, ale nikoliv vnitřní mechanismus exponátu. I takto vyřešené stojany mají svůj přínos, jelikož lze vidět ústrojí kompletní, prakticky tak, jak je uloženo v karoserii automobilu. Jedná se o jednoduché provedení stojanu. Statický stojan je vidět na *obr. 2.1*.



Obr. 2.1 - Statický stojan.

2.1.2 Stojan s rozloženým modelem

Je charakteristický buď rozložením celku s mezerami mezi jednotlivými částmi, nebo ponecháním jedné poloviny v původním stavu a druhé poloviny rozložené na jednotlivé komponenty, mezi kterými je mezera pro přehlednost. V tomto případě jde o spalovací motor, který je z poloviny ponechán vcelku a z druhé poloviny rozdělen na jednotlivé díly tak, jak jsou vloženy v sestavě motoru (*obr. 2.2*).



Obr. 2.2 - Rozložený stojan 12 válcového motoru Porsche [9].

2.1.3 Stojan s průřezem modelu

Je charakteristický tím, že na skryté zajímavé části jsou vedeny řezy tak, aby byly tyto části viditelné. Tento způsob je přehledný, jelikož je například zde motocyklový motor rozdělen v místě, kde je to pro řez příznačné, tak aby bylo možné vidět důležité věci, jako jsou sací a výfukové kanály, ventily, vačka nebo spalovací prostor s pístem a ojnicí. Všechny součásti převodovky (spojkový koš, převodová kolečka, rozvodová kola a řetěz) jsou ponechány pro názornou ukázkou sestavení. Výhoda spočívá v lepší orientaci uvnitř ústrojí, jak je vidět na *obr. 2.3*. Další výhodou je praktičnost při výuce, kdy si lze snadno představit jak je co uchyceno, nebo jak se dané části pohybují.



Obr. 2.3 - Stojan s průřezem [9].

2.2 Montážní stojan

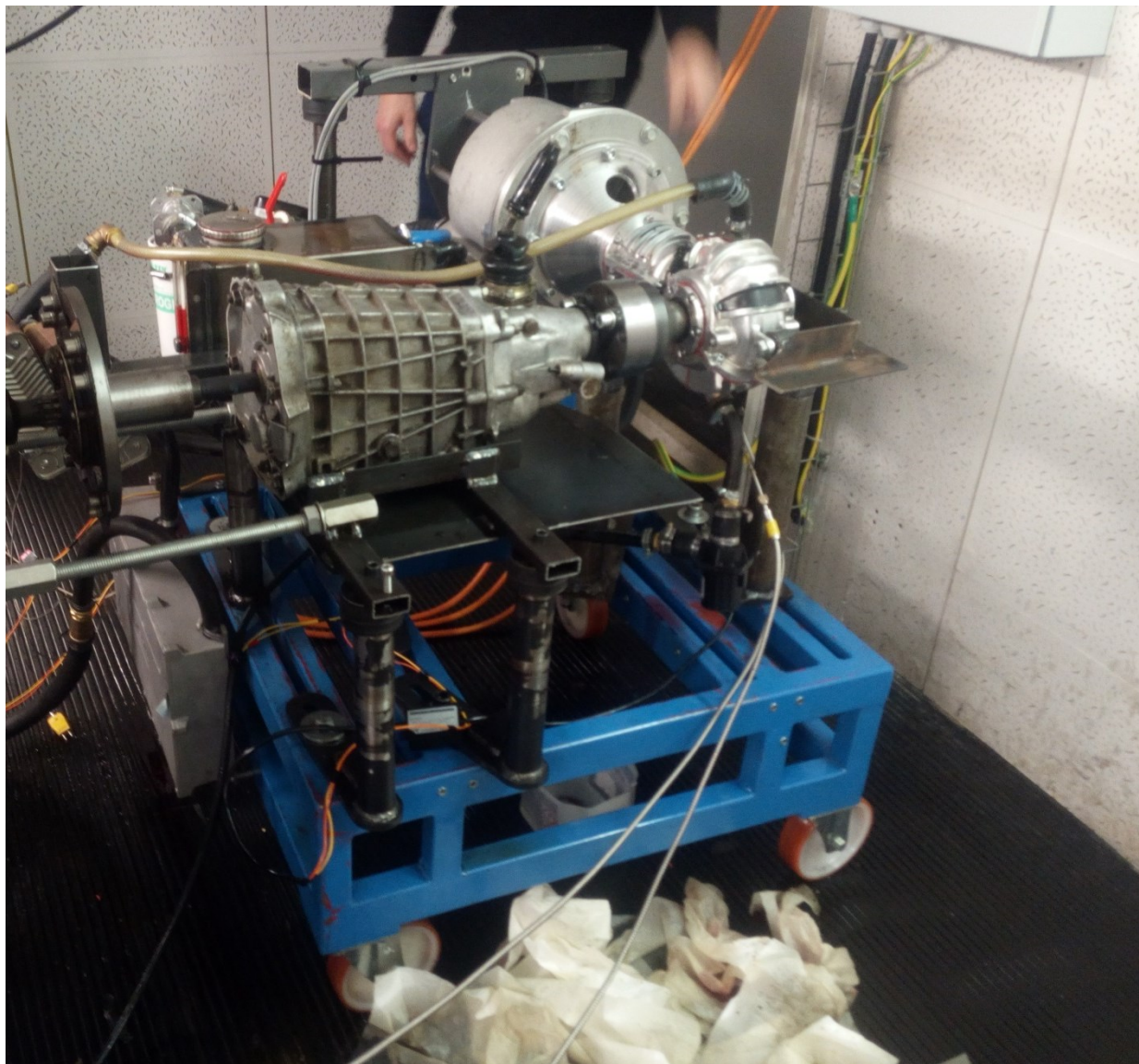
Je stojan využívající se zejména v autoopravárenství. Jedná se o profesionální zařízení pro usnadnění montáže a demontáže agregátů z vozidel při zachování jejich původní pozice, nebo natáčení podle osy upnutí. Pro snadnější manipulaci jsou většinou osazeny koly. Spodní část je nejčastěji ve tvaru písmene T, který usnadňuje přístup k pohonné jednotce. Stojan s motorem lze vidět na *obr. 2.4*.



Obr. 2.4 – Montážní stojan s motorem [16].

2.3 Zkušební stolice

Druh stojanu využívající se především při vývoji pohonných ústrojí. Jedná se o variabilní náčiní, které je možné rozšířit o velké množství příslušenství, jako jsou měřicí přístroje, čidla, elektromotory a další. Kvůli namáhání hmotností připojených komponent a krouticích momentů se obvykle jedná o robustní a pevnou konstrukci. Na obr. 2.5 je vyfocena zkušební stolice z projektu StudentCar.



Obr. 2.5 – Zkušební stolice s elektromotorem a převodovkou.

2.4 Specifikace vystavované převodovky

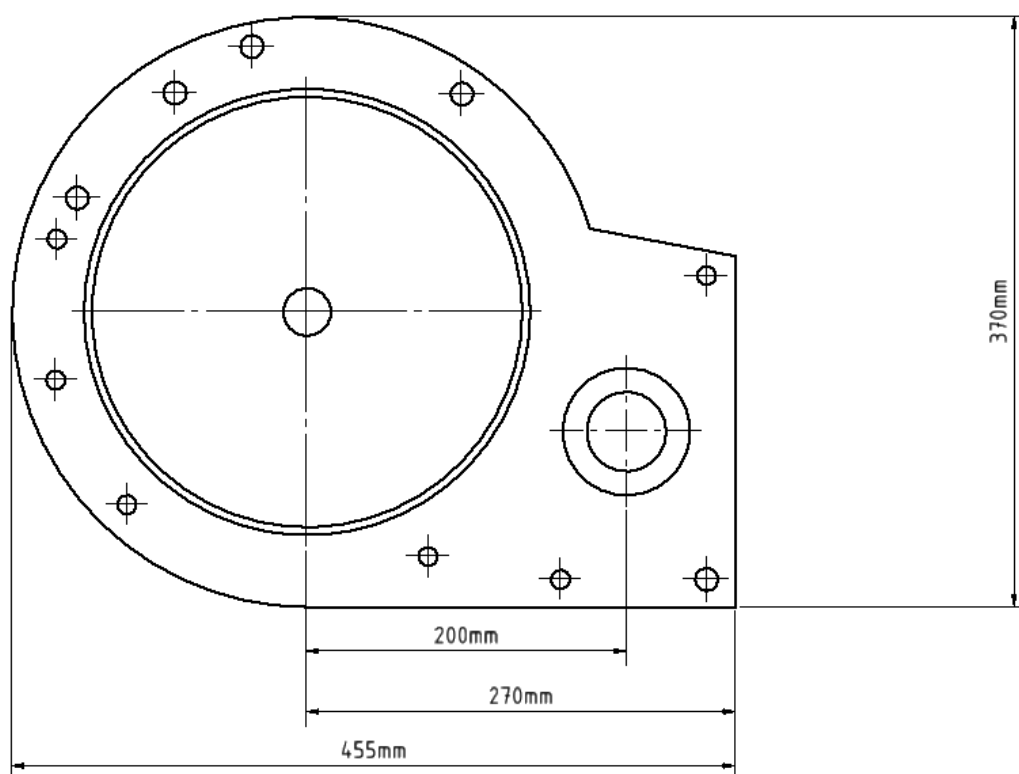
Pro realizaci cíle bakalářské práce, kterým je návrh stojanu pro převodovku osobního vozidla byla zvolena automatická převodovka používaná ve voze Hyundai ix35 2.0 CRDi. Zobrazena na obr. 2.6. Jedná se o plně automatickou převodovku se 6 rychlostními stupni, vybavenou hydrodynamickým měničem točivého momentu.



Obr. 2.6 – Automatická převodovka Hyundai ix35 2.0 CRDi [17].

2.4.1 Rozměry převodovky

Jelikož součástí zadání nebyla žádná výkresová dokumentace, bylo nutné veškeré rozměry zjistit. Proto jsem překreslil přírubu převodovky na papír a z tohoto nákresu odměřil potřebné rozměry. Vnější obrys převodovky je velmi zjednodušený, jelikož je její skříň poměrně členitá, jak lze vidět na *obr. 2.6*. Z výše uvedených důvodů jsou získané rozměry spíše orientační a slouží především pro výpočet.



Obr. 2.7 – Schéma převodovky.



Obr. 2.8 – Převodovka – přípojovací část [21].



Obr. 2.9 – Převodovka – zadní část.

2.4.2 Stanovení hmotnosti převodovky

Kvůli chybějící dokumentaci bylo také nutné zjistit hmotnost vystavované převodovky. Vážení jsem prováděl běžnou osobní váhou. A to ve třech pokusech, ze kterých se vypočetl aritmetický průměr.

Pokus	Hmotnost převodovky m_p [kg]
Č. 1	82,4
Č. 2	81,7
Č. 3	81,9

Tab. 4.1 – Měření hmotnosti převodovky.

$$m_p = \frac{m_{p1} + m_{p2} + m_{p3}}{3} = \frac{82,4 + 81,7 + 81,9}{3} = 82 \text{ kg} \quad (2.4.2.1)$$

Kvůli bezpečnosti jsem k hmotnosti převodovky přidal dalších 10 kg, což je zhruba hmotnost vyvolaná opřením ruky. Tato situace může nastat při neopatrné manipulaci. Hmotnost je převedená na sílu a zavedena na konec upnuté převodovky aby byl výpočet dobrý z hlediska bezpečnosti.

Pro získání celkové hmotnosti jsem sečetl hmotnost vyvolanou opřením ruky a hmotnost samotné převodovky. Z této hmotnosti jsem vypočetl celkovou sílu.

Součet hmotností:

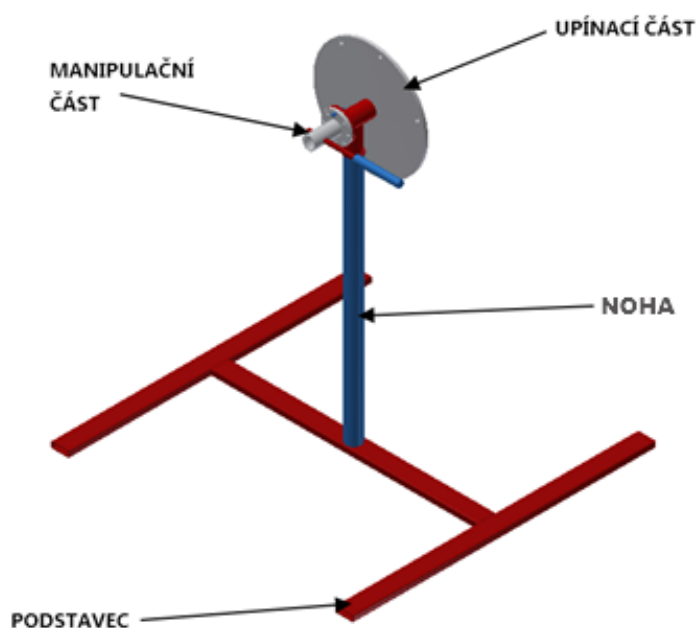
$$m_c = m_p + m_r = 82 + 10 = 92 \text{ kg} \quad (2.4.2.2)$$

Výpočet zatěžující síly:

$$F_c = m_c \cdot g = 92 \cdot 9,81 = 903 \text{ N} \quad (2.4.2.3)$$

3. Řešení konstrukce stojanu

Mezi hlavní konstrukční prvky stojanu patří trubky průměru 44,5 a 51 mm z materiálu 11 353.1. Které tvoří otočný mechanismus a nohu stojanu. Dále pak obdélníkové profily, ze kterých je do tvaru písmene H svařen podstavec. Jako příruba pro uchycení převodovky ke stojanu slouží plech o tloušťce 10 mm, k němuž bude pomocí šroubových spojů připojena převodovka.



Obr. 3.1 – Model stojanu.

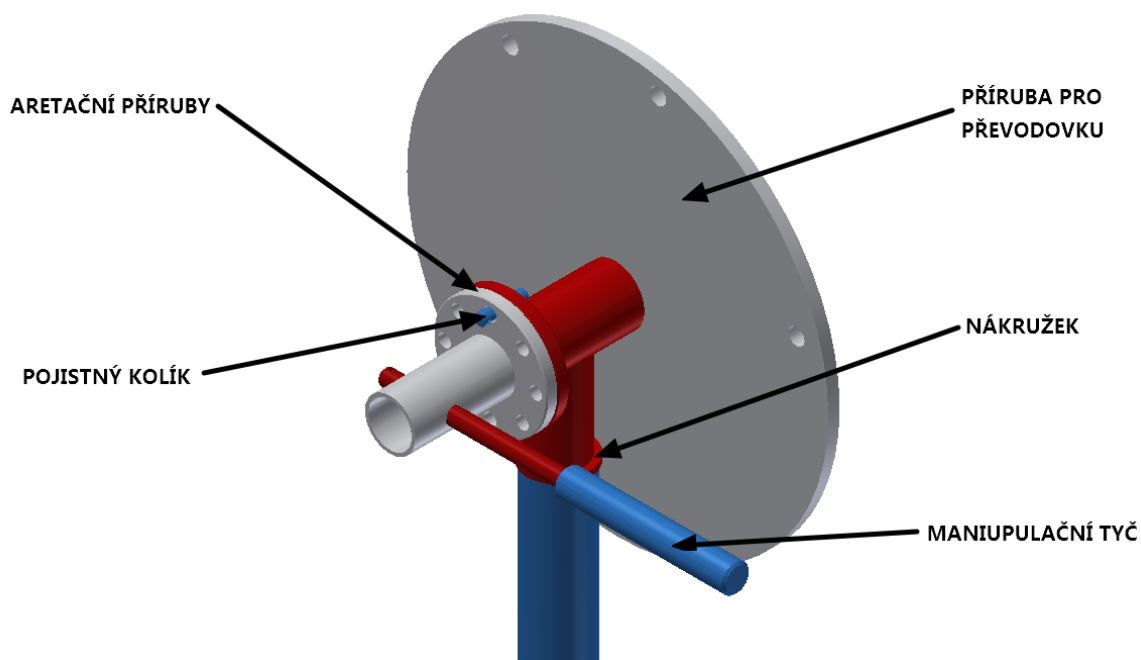
3.1 Konstrukce otáčení převodovky

3.1.1 Otáčení podle vodorovné osy (osy převodovky)

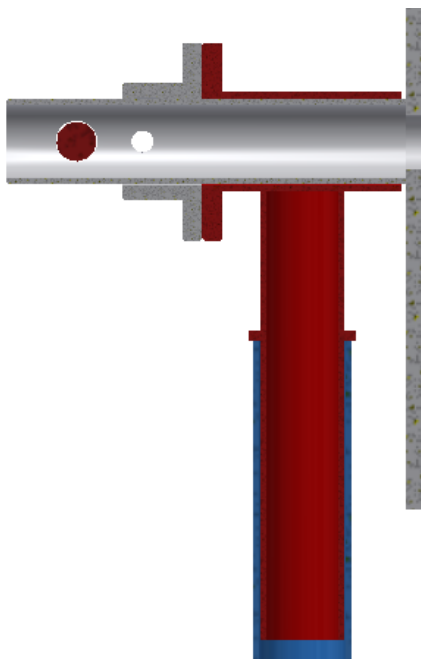
Tento způsob řešení umožňuje otáčení převodovky pomocí manipulační páky o průměru 20 mm a délce 700 mm. Tyč je na jednom konci opatřena rukojetí a na druhém konci kroužkem, který zabraňuje vypadnutí tyče z díry. Samotné otáčení probíhá mezi dvěma trubkami, menší o průměru 44 mm, stěně 5,9 mm a větší o průměru 51 mm, stěně 6 mm. Tyto trubky jsou do sebe vloženy a v tomto místě obrobeny, aby byla zajištěna kruhovitost třecích ploch. Aretace polohy je řešena pomocí přírub, ve kterých je vyvrtáno 8 děr pro pojistný kolík. Pomocí přírub je možno natočit převodovku do 8 poloh.

3.1.2 Otáčení podle svislé osy (osy nohy stojanu)

Natáčení převodovky podle svislé osy je řešeno vložením trubky o průměru 44 mm, stěně 5,9 mm do trubky průměru 51 mm, stěně 6 mm. Menší trubka, která je dále spojena s přírubou pro upnutí převodovky, je opatřena přivařeným nákrůžkem. Tento nákrůžek dosedá na hrdlo větší trubky (nohy). Stojan se kolem své osy otáčí tažením za převodovku a je zajištěn pojistným kolíkem v jeho noze. Tento kolík dovoluje aretaci do 4 poloh.



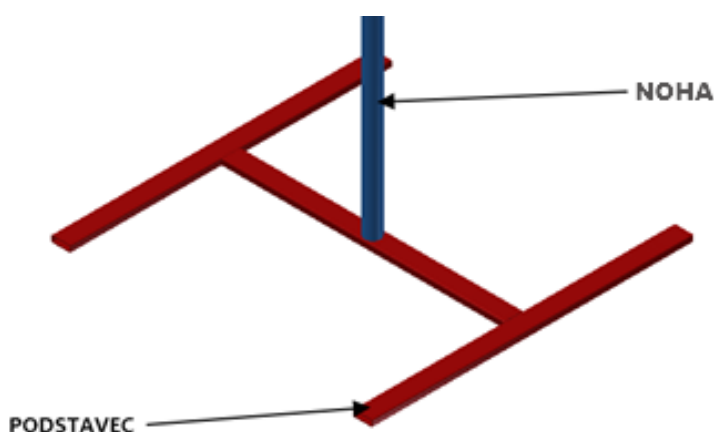
Obr. 3.2 – Model manipulační části stojanu.



Obr. 3.3 – Průřez otočné části stojanu.

3.2 Podstavec stojanu

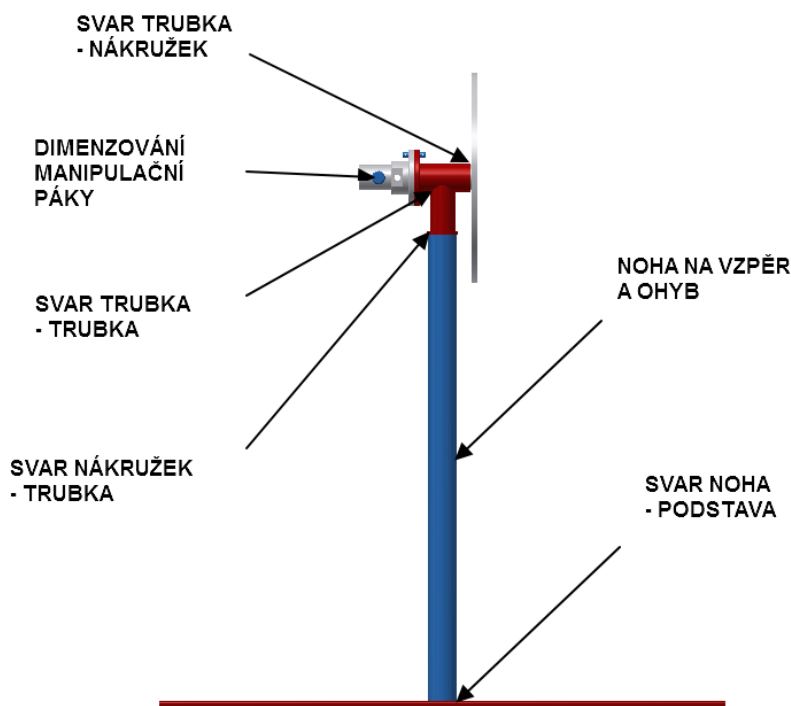
Podstavec stojanu je tvořen obdélníkovými profily 60x20x3 o délkách 880 a 1000 mm. Kratší z profilů je obvodovým koutovým svarem přivařen k noze stojanu. K němu jsou ze stran přivařeny dva delší profily tak, aby podstavec tvořil písmeno H, viz *obr 3.4*. Délka i šířka podstavce jsou větší než rameno s převodovkou, aby nedošlo k překlopení celého stojanu.



Obr. 3.4 – Model podstavce stojanu.

4. Kontrola stojanu

Kvůli bezpečnosti konstrukce musím provést výpočty kritických míst, ve kterých by mohlo dojít k porušení, či deformaci. Kvůli nepravidelnému tvaru převodovky jsem těžiště zavedl do její osy a z hlediska největší bezpečnosti na její konec. Obr. 4.1 popisuje, v jakém místě provádím dané výpočty.



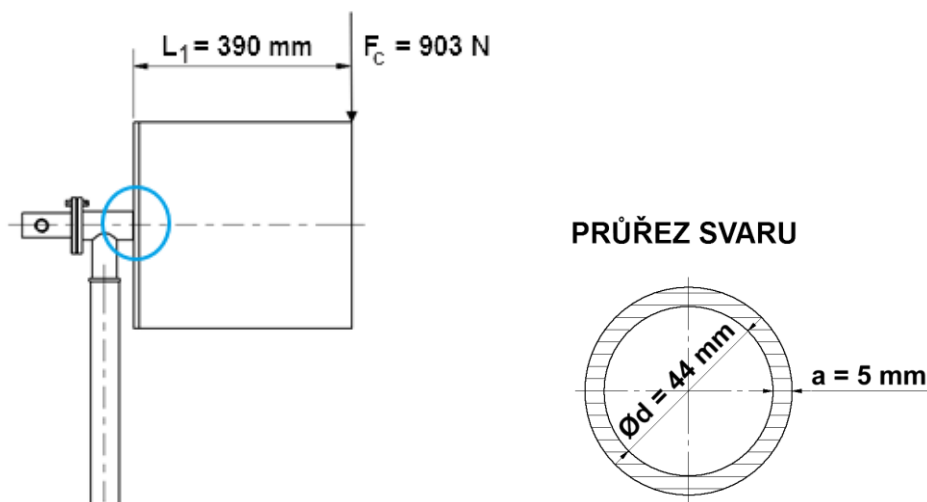
Obr. 4.1 – Schéma svařovaného stojanu (místa výpočtů).

4.1 Svary

Pro spojení konstrukce stojanu využívám převážně svarových spojů. Všechny svary mají stejný charakteristický rozměr $a = 5$ mm. U koutových svarů se dovolené napětí ještě násobí součinitelem velikosti svaru β , který se vypočte podle následujícího vztahu 4.1. Veškeré neuvedené hodnoty jsou čerpány z [5].

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 7 = 1,2 \quad (4.1)$$

4.1.1 Výpočet svaru mezi přírubou a trubicí



Obr. 4.2 – Schéma svařovaného stojanu (svar příruba-trubka).

Na všechny řešené svary působí jmenovitá namáhání od celkové zatěžující síly $F_c = 903 \text{ N}$ a ohybového momentu M_o . Pro tento svar je rameno ohybového momentu délky $L_1 = 390 \text{ mm}$. Vnitřní průřez tohoto svaru je $d = 44 \text{ mm}$ a jeho charakteristický rozměr $a = 5 \text{ mm}$.

Jmenovitá namáhání:

$$\tau_{\parallel F} = \frac{F_c}{S_{sv}} = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2a)^2 - d^2]} = \frac{903}{\frac{\pi}{4} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^2 - 44^2]} = 1,17 \text{ MPa} \quad (4.1.1.1)$$

$$\tau_{\perp M_o} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_c \cdot L_1}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2a)^4 - d^4]} = \frac{903 \cdot 390}{\frac{\pi}{64} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^4 - 44^4]} = 40,74 \text{ MPa} \quad (4.1.1.2)$$

Celkové napětí:

Jelikož se jedná o kombinaci kolmého a rovnoběžného zatížení svaru, vypočte se srovnávací napětí, a to jako geometrický součet těchto napětí.

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel F}}{k_4}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp M_o}}{k_3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1,17}{0,7}\right)^2 + \left(\frac{40,74}{0,8}\right)^2} = 50,95 \text{ MPa} \quad (4.1.1.3)$$

Dovolené napětí se vypočte z meze kluzu, která je pro ocel 11 353.1 $Re = 235$ MPa [18]. Bezpečnost svaru jsem pro všechny svary zvolil $k_s = 2$ a součinitel velikosti svaru jsem vypočetl podle vzorce 4.1 na $\beta = 1,2$.

Dovolené napětí:

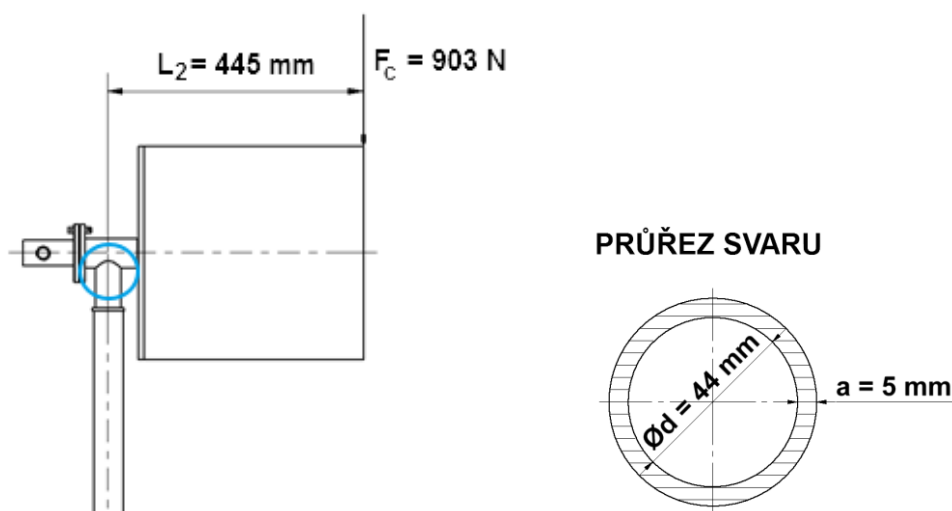
$$\sigma_{Do} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,2 \cdot \frac{235}{2} = 141 \text{ MPa} \quad (4.1.1.4)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_c \leq \sigma_{Do} \rightarrow 50,95 \leq 141 \text{ MPa} \quad (4.1.1.5)$$

Dovolené napětí je větší než celkové napětí ve svaru, a proto pevnostně **vyhovuje**.

4.1.2 Výpočet svaru mezi trubkou a trubkou



Obr. 4.3 – Schéma svařovaného stojanu (svar trubka-trubka).

Pro tento svar je rameno ohybového momentu délky $L_2 = 445$ mm. Vnitřní průřez tohoto svaru je $d = 44$ mm a jeho charakteristický rozměr $a = 5$ mm.

Jmenovitá namáhání:

$$\tau_{\perp F} = \frac{F_c}{S_{sv}} = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2a)^2 - d^2]} = \frac{903}{\frac{\pi}{4} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^2 - 44^2]} = 1,17 \text{ MPa} \quad (4.1.2.1)$$

$$\tau_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_c \cdot L_2}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2a)^4 - d^4]}}{\frac{\frac{d}{2} + a}{\frac{\pi}{64} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^4 - 44^4]}} = \frac{903 \cdot 445}{\frac{\pi}{64} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^4 - 44^4]} = 46,49 \text{ MPa} \quad (4.1.2.2)$$

Obr. 4.4 – Schéma svařovaného stojanu (svar nákrůžek-trubka).

Pro tento svar je rameno ohybového momentu délky $L_2 = 445 \text{ mm}$. Vnitřní průřez tohoto svaru je $d = 44 \text{ mm}$ a jeho charakteristický rozměr $a = 5 \text{ mm}$.

Jmenovitá namáhání:

$$\tau_{\perp F} = \frac{F_c}{S_{sv}} = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2a)^2 - d^2]} = \frac{903}{\frac{\pi}{4} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^2 - 44^2]} = 1,17 \text{ MPa} \quad (4.1.3.1)$$

$$\tau_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_c \cdot L_2}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2a)^4 - d^4]}}{\frac{\frac{d}{2} + a}{\frac{\pi}{64} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^4 - 44^4]}} = \frac{903 \cdot 445}{\frac{\pi}{64} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^4 - 44^4]} = 46,49 \text{ MPa} \quad (4.1.3.2)$$

Celkové napětí:

$$\sigma_c = \tau_{\perp F} + \tau_{\perp Mo} = 1,17 + 46,49 = 47,65 \text{ MPa} \quad (4.1.3.3)$$

Dovolené napětí:

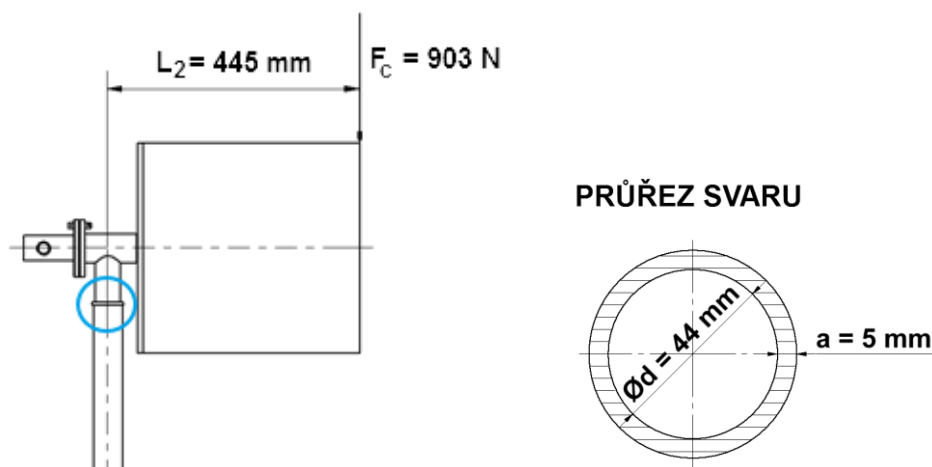
$$\sigma_{Do} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,2 \cdot \frac{235}{2} = 141 \text{ MPa} \quad (4.1.3.4)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_c \leq \sigma_{Do} \rightarrow 47,65 \leq 141 \text{ MPa} \quad (4.1.3.5)$$

Dovolené napětí je větší než celkové napětí ve svaru, a proto svar pevnostně **vyhovuje**.

4.1.3 Výpočet svaru mezi nákrůžkem a trubicí



Obr. 4.4 – Schéma svařovaného stojanu (svar nákrůžek-trubka).

Pro tento svar je rameno ohybového momentu délky $L_2 = 445$ mm. Vnitřní průřez tohoto svaru je $d = 44$ mm a jeho charakteristický rozměr $a = 5$ mm.

Jmenovitá namáhání:

$$\tau_{\perp F} = \frac{F_c}{S_{sv}} = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2a)^2 - d^2]} = \frac{903}{\frac{\pi}{4} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^2 - 44^2]} = 1,17 \text{ MPa} \quad (4.1.3.1)$$

$$\tau_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_c \cdot L_2}{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2a)^4 - d^4]} = \frac{903 \cdot 445}{\frac{\pi}{64} \cdot [(44 + 2 \cdot 5)^4 - 44^4]} = 46,49 \text{ MPa} \quad (4.1.3.2)$$

Celkové napětí:

$$\sigma_c = \tau_{\perp F} + \tau_{\perp Mo} = 1,17 + 46,49 = 47,65 \text{ MPa} \quad (4.1.3.3)$$

Dovolené napětí:

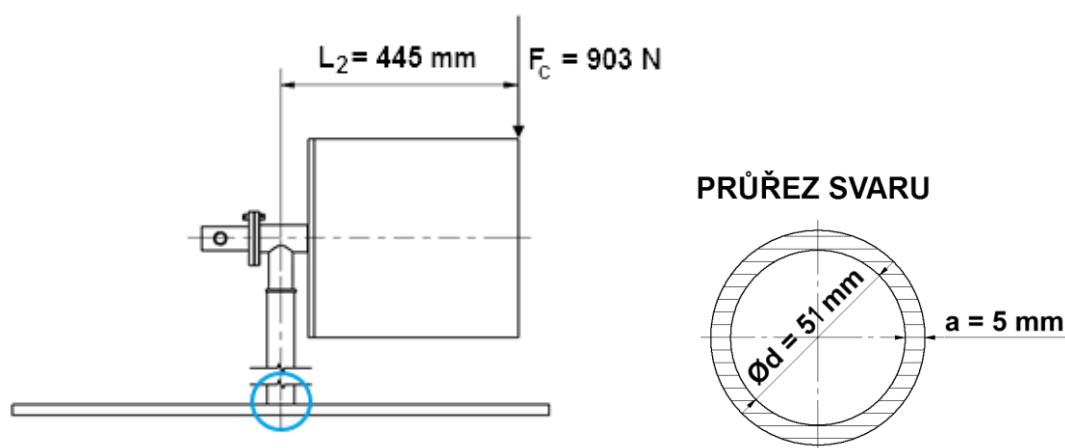
$$\sigma_{Do} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,2 \cdot \frac{235}{2} = 141 \text{ MPa} \quad (4.1.3.4)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_c \leq \sigma_{Do} \rightarrow 47,65 \leq 141 \text{ MPa} \quad (4.1.3.5)$$

Dovolené napětí je větší než celkové napětí ve svaru a proto pevnostně **vyhovuje**.

4.1.4 Výpočet svaru mezi trubkou a podstavcem



Obr. 4.5 – Schéma svařovaného stojanu (svar trubka-podstavec).

Pro tento svar je rameno ohybového momentu délky $L_2 = 445$ mm. Vnitřní průřez tohoto svaru je $d = 51$ mm a jeho charakteristický rozměr $a = 5$ mm.

Jmenovitá namáhání:

$$\tau_{\perp F} = \frac{F_c}{S_{sv}} = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2a)^2 - d^2]} = \frac{903}{\frac{\pi}{4} \cdot [(51 + 2 \cdot 5)^2 - 51^2]} = 1,03 \text{ MPa} \quad (4.1.4.1)$$

$$\tau_{\perp Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_c \cdot L_2}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(d + 2a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a}} = \frac{903 \cdot 445}{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot [(51 + 2 \cdot 5)^4 - 51^4]}{\frac{51}{2} + 5}} = 35,25 \text{ MPa} \quad (4.1.4.2)$$

Celkové napětí:

$$\sigma_c = \tau_{\perp F} + \tau_{\perp Mo} = 1,03 + 35,25 = 36,28 \text{ MPa} \quad (4.1.4.3)$$

Dovolené napětí:

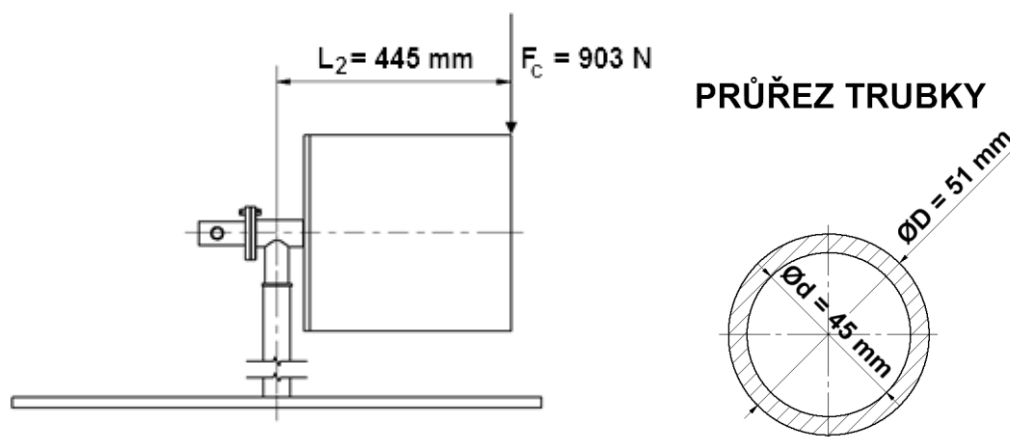
$$\sigma_{Do} = \beta \cdot \frac{Re}{k_s} = 1,2 \cdot \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (4.1.4.4)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_c \leq \sigma_{Do} \rightarrow 36,28 \leq 117,5 \text{ MPa} \quad (4.1.4.5)$$

Dovolené napětí je větší než celkové napětí ve svaru, a proto svar pevnostně **vyhovuje**.

4.2 Výpočet nohy stojanu na ohyb



Obr. 4.6 – Schéma svařovaného stojanu (noha - ohyb).

V kontrole na ohyb působí jmenovitá namáhání od celkové zatěžující síly $F_c = 903$ N a ohybového momentu M_o . Pro tento výpočet je rameno ohybového momentu délky $L_2 = 445$ mm. Vnitřní průměr trubky je $d_n = 45$ mm a její vnější průměr $D_n = 51$ mm.

Jmenovitá namáhání:

$$\sigma_{o^F} = \frac{F_c}{S_n} = \frac{F_c}{\frac{\pi}{4} \cdot [D_n^2 - d_n^2]} = \frac{903}{\frac{\pi}{4} \cdot [51^2 - 45^2]} = 2 \text{ MPa} \quad (4.2.1)$$

$$\sigma_{o^{M_o}} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_c \cdot L_2}{\frac{\pi}{32} \cdot [D_n^4 - d_n^4]} = \frac{903 \cdot 445}{\frac{\pi}{32} \cdot [51^4 - 45^4]} = 78,34 \text{ MPa} \quad (4.2.2)$$

Celkové napětí:

$$\sigma_c = \sigma_{o^F} + \sigma_{o^{Mo}} = 2 + 78,34 = 80,34 \text{ MPa} \quad (4.2.3)$$

Dovolené napětí:

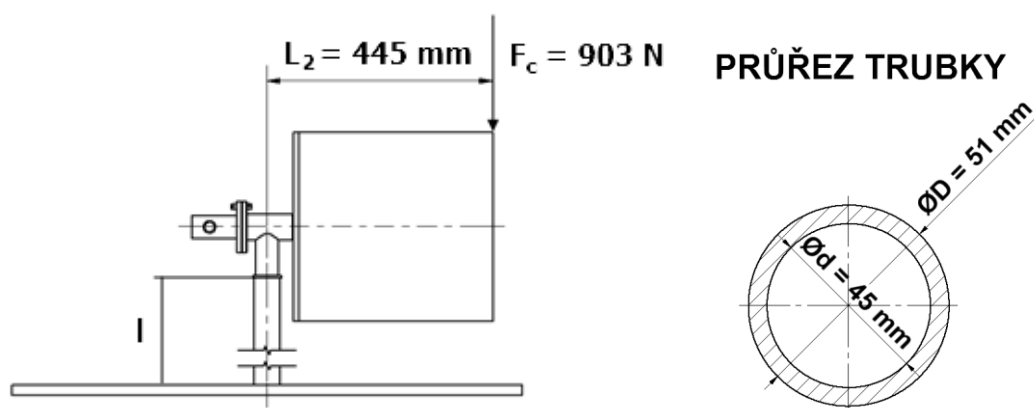
$$\sigma_{Do} = \frac{Re}{k_n} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (4.2.4)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_c \leq \sigma_{Do} \rightarrow 80,34 \leq 117,5 \text{ MPa} \quad (4.2.5)$$

Dovolené napětí je větší než celkové napětí ve svaru, a proto svar pevnostně **vyhovuje**.

4.3 Výpočet nohy stojanu na vzpěr



Obr. 4.7 – Schéma svařovaného stojanu (noha - ohyb).

Výpočet vychází z délky nohy l , minimálního kvadratického momentu průřezu I_{min} a plošného obsahu průřezu prutu s .

Mezní štíhlost:

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{I_{min}}{s}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot (D_n^4 - d_n^4)}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_n^2 - d_n^2)}}} = \frac{825}{\sqrt{\frac{\frac{\pi}{64} \cdot (51^4 - 45^4)}{\frac{\pi}{4} \cdot (51^2 - 45^2)}}} = 48,53 \quad (4.3.1)$$

$$\lambda < \lambda_m \rightarrow 48,53 < 99 \quad (4.3.2)$$

Jestliže je štíhlostní poměr menší než mezní štíhlost, nacházíme se v oblasti nepružného vzpěru. Součást namáhanou nepružným vzpěrem počítáme podle Tetmajerovy rovnice, kde se kritická síla F_{kr} vypočte z plochy průřezu S a kritického napětí σ_{kr} .

Jako nejbližší materiál jsem zvolil ocel 11 373, pro kterou platí vztah (4.2.3).

Kritická síla pro ocel 11 373:

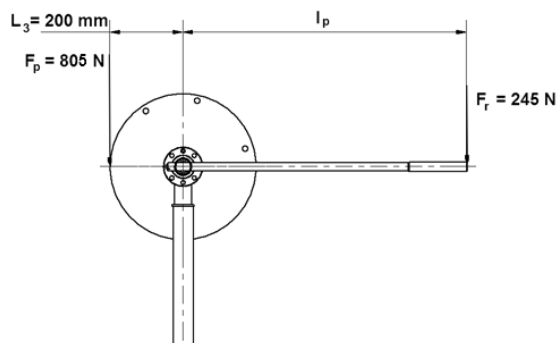
$$\begin{aligned} F_{kr} &= \sigma_{kr} \cdot S = 289 - 0,82 \cdot \lambda \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_n^2 - d_n^2) \\ &= 289 - 0,82 \cdot 48,53 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (51^2 - 45^2) = 17713,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.3.3)$$

$$F = \frac{F_{kr}}{k_v} = \frac{17713,7}{2} = 8855,8 \text{ N} \quad (4.3.4)$$

$$F_c < F \rightarrow 903 < 8855,8 \text{ N} \quad (4.3.2)$$

Síla působící na trubku od hmotnosti převodovky je i s dvojnásobnou bezpečností přibližně 10x menší než kritická síla. Z tohoto výpočtu vyplývá, že se v tomto případě nejedná o vzpěr ale o kombinaci tlaku a ohybu.

4.4 Dimenzování manipulační páky



Obr. 4.8 – Schéma svařovaného stojanu (dimenzování páky).

Pro určení délky manipulační tyče vycházím z rovnováhy momentů ke středu příruby M_s . Sílu vyvolanou rukou jsem stanovil na $F_r = 245$ N, což odpovídá hmotnosti 25 kg. Hmotnost samotné převodovky je 82 kg, což se rovná $F_p = 805$ N. Tuto sílu jsem z hlediska největší bezpečnosti zavedl na osu diferenciálu převodovky do vzdálenosti $L_3 = 200$ mm.

Suma momentů ke středu příruby:

$$\sum M_s = 0 \rightarrow F_r \cdot l_p^* - F_p \cdot L_3 = 0 \rightarrow \quad (4.4.1)$$

Vyjádření pro délku páky:

$$\rightarrow l_p^* = \frac{F_p \cdot L_3}{F_r} = \frac{805 \cdot 200}{245} = 657,14 \text{ mm} \quad (4.4.2)$$

Navrhuji činnou délku manipulační páky $l_p = 700$ mm a její průměr $d_p = 20$ mm.

Páka na ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_p \cdot l_p}{\frac{\pi}{32} \cdot d_p^3} = \frac{245 \cdot 700}{\frac{\pi}{32} \cdot 20^3} = 218,36 \text{ MPa} \quad (4.4.3)$$

Dovolené ohybové napětí:

Páka je vyrobena z materiálu 115CrV3, který má dle [19] mez kluzu $Re = 345$ MPa. Jelikož se jedná pouze o manipulační prvek, volím bezpečnost $k_s = 1,5$.

$$\sigma_{Do} = \frac{Re}{k_p} = \frac{345}{1,5} = 230 \text{ MPa} \quad (4.4.4)$$

Pevnostní podmínka:

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \rightarrow 218,36 \leq 230 \text{ MPa} \quad (4.4.5)$$

Dovolené napětí je větší než napětí v páce, a proto páka pevnostně **vyhovuje**.

Otlačení páky v trubce:

Pro otlačení je nutné zjistit sílu F_x vyvolanou působením na manipulační páku. Síla působí ve vzdálenosti $l_x = 24$ mm, což odpovídá poloměru středu stěny trubky.

Síla působící na díru v trubce:

$$M_{Fr} = F_r \cdot l_p ; M_{Fr} = F_x \cdot l_x \rightarrow F_x = \frac{M_{Fr}}{l_x} = \frac{F_r \cdot l_p}{l_x} = \frac{245 \cdot 700}{24} = 7145,83 \text{ N} \quad (4.4.6)$$

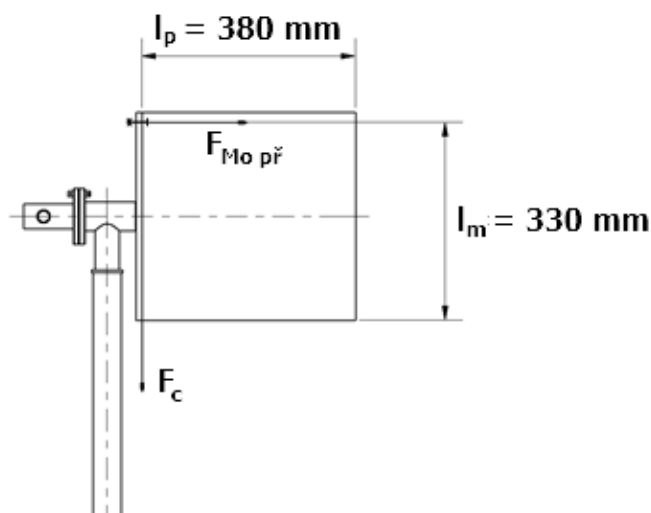
Dovolený tlak jsem pro materiál 11 353.1 zvolil $p_{DOV} = 140$ MPa dle [20]. Symbol d_d označuje průměr díry pro páku a t označuje tloušťku stěny trubky.

$$p_t = \frac{F_x}{d_d \cdot t_t} = \frac{7145,83}{21 \cdot 3} = 113,43 \text{ MPa} \quad (4.4.7)$$

$$p_t \leq p_{DOV} \rightarrow 113,43 \leq 140 \text{ MPa} \quad (4.4.8)$$

Zvolený dovolený tlak je vyšší než tlak vypočtený, a proto trubka **vyhovuje** z hlediska otlačení.

4.5 Návrh šroubů pro upnutí převodovky



Obr. 4.9 – Schéma svařovaného stojanu (návrh šroubů).

Pro návrh šroubu je potřeba převést sílu vyvolanou hmotností převodovky F_c a sílu vyvolanou klopným momentem $F_{Mopř}$ na osovou sílu ve šroubu F_o . Délka převodovky l_p a vzdálenost l_m od horního šroubu k místu, kde se při klopném momentu zapírá převodovka.

Momentová rovnováha:

$$F_c \cdot l_p = F_{Mopř} \cdot l_m \quad (4.5.1)$$

Vyjádření síly od klopného momentu:

$$\rightarrow F_{Mopř} = \frac{F_c \cdot l_p}{l_m} = \frac{903 \cdot 380}{330} = 1039,82 \text{ N} \quad (4.5.2)$$

Normálová síla:

Pro výpočet normálové síly je třeba znát součinitel tření, který je pro styk ocel-hliník $f = 0,16$. Normálová síla je rozložena mezi 3 šrouby.

$$F_N = \frac{1}{3} \cdot \frac{F_c}{f} = \frac{1}{3} \cdot \frac{903}{0,16} = 2005,67 \text{ N} \quad (4.5.3)$$

Osová síla ve šroubu:

$$F_o = F_{Mopř} + F_N = 1039,82 + 2005,67 = 3045,49 \text{ N} \quad (4.5.4)$$

Určení velikosti šroubů:

Abych získal průměr šroubu d_3 , zvolil jsem koeficient bezpečnosti šroubu

$k_{šr} = 1,5 \div 2,5 \rightarrow 2,5$ a koeficient přídavného krutu $\beta_k = 1,3 \div 1,5 \rightarrow 1,5$. Mez kluzu pro šroub pevnosti 8.8 je $Re = 640 \text{ MPa}$.

$$\sigma_{DOVt} = \frac{Re}{k_{šr}} = \frac{640}{2,5} = 256 \text{ MPa} \quad (4.5.5)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_{DOVt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3045,49 \cdot 1,5}{\pi \cdot 256}} = 4,77 \text{ mm} \quad (4.5.6)$$

Díry pro šrouby v převodovce jsou průměru 12 mm, proto jeho velikost volím M10. Šroub bude procházet přírubou stojanu, převodovkou a bude doplněn o podložky pod maticí i hlavou, z tohoto důvodu volím délku šroubu $l_{sr} = 45$ mm.

Určení utahovacího momentu šroubů:

Pro výpočet utahovacího potřebného utahovacího momentu šroubů je potřeba znát střední průměr závitu d_2 , součinitel tření na závitu f_z a podle následujících vzorců vypočítat uhel stoupání závitu γ , uhel tření v závitové drážce φ' a střední průměr dosedací plochy pod maticí d_s .

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1,5}{\pi \cdot 9,026} = 3,03 \text{ mm} \quad (4.5.7)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos 30^\circ} = 7,89 \text{ mm} \quad (4.5.8)$$

$$d_s = \frac{s + D_o}{2} = \frac{16 + 12}{2} = 14 \text{ mm} \quad (4.5.9)$$

Utahovací moment šroubů:

$$M_u = \frac{F_o}{2} \cdot (d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') + f_z \cdot d_s =$$

$$\frac{3045,49}{2} \cdot (9,026 \cdot \tan(3,03 + 7,89) + 0,12 \cdot 14 = 5,21 \text{ Nm} \quad (4.5.10)$$

Utahovací moment šroubů vyšel poměrně malý, což je dáno především zvětšením velikosti šroubů na M10.

Pro upnutí převodovky na přírubu stojanu jsem zvolil 3 hlavní šrouby velikosti M10, které prochází dírami v převodovce a z druhé strany jsou zajištěny samojistnou maticí. Tyto hlavní šrouby budou doplňovat menší šrouby velikosti M8, které procházejí přírubou a jsou zašroubované do původních závitových děr převodovky.

5. Závěr

Tato bakalářská práce řeší návrh stojanu převodovky osobního vozidla Hyundai ix35 pro studijní účely. V úvodu práce jsou popsány různé druhy vyráběných konstrukcí.

Ve své práci jsem vycházel z montážního stojanu *obr 2.4*. Z tohoto stojanu jsem přebral systém natáčení podle vodorovné osy. Dále jsem vymyslel natáčení ve svislé ose a aretaci obou těchto os. Tato aretace lépe vyhovuje požadavkům výuky z hlediska většího množství poloh. Hmotnost samotného stojanu činí 17,3 kg a hmotnost stojanu s připojenou převodovkou 99,3 kg. Výška stojanu je 1130 mm a jeho šířka 1000 mm z obou stran.

Výpočtovou část práce jsem věnoval převážně svarům, jakožto hlavním spojovacím prvkům sestavy. Provedl jsem také výpočet nohy stojanu na vzpěr doplněný o ohyb, dále pak otláčení v manipulační páce a návrh šroubů pro upnutí převodovky. Veškeré výpočty vyšly i s dvojnásobnou bezpečností velmi dobře. U výpočtu manipulační páky jsem snížil bezpečnost na 1,5, jelikož se nejedná o přímou součást konstrukce, ale o ovládací prvek. Práci by bylo vhodné doplnit o výpočet otláčení v místě průchodu šroubu aretační přírubou, který bude počítán stejným způsobem jako otláčení páky v trubce.

Upnutí převodovky jsem řešil přes přírubu kruhového tvaru, která nejlépe kopíruje členitý tvar převodovky. Spojení je realizováno pomocí šroubových spojů. Tři hlavní šrouby jsou velikosti M10. Tyto šrouby procházejí dírou v přírubě a převodovce, proti pohybu jsou zajištěny samojistnou maticí. Další šrouby velikosti M8 jsou skrz díry v přírubě zašroubovány do původních závitových děr převodovky a slouží především k zajištění polohy.

Cílem mé bakalářské práce bylo vypracování konstrukčního návrhu stojanu pro výše zmiňovanou převodovku. Zadané cíle byly splněny a navržený stojan umožňuje stabilní a bezpečné upnutí převodovky pomocí šroubových spojů, možnost natočení vystavované převodovky podle dvou os a možnost zajištění zvolené polohy.

Posledním bodem zadání bylo vypracovat výkresovou dokumentaci tohoto stojanu. Vypracoval jsem sestavu kompletního stojanu a výrobní výkres aretační příruby. Tyto výkresy jsou přiloženy v přílohách.

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Danielovi Pišťáčkovi, Ph.D. za cenné rady, konzultace a odborné vedení této bakalářské práce.

6. Seznam použité literatury

- [1] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů : Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava : MONTANEX a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3
- [2] FALTUS, František. *Spoje s koutovými svary*. Praha: Academia, 1981.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] KAŇÁK, Jiří. *Sbírka základních řešených úloh z mechaniky*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1804-7.
- [5] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [7] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: Spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [8] NOVÁK, Tomáš. *Skládací stojan pro řezání dřeva*. Ostrava, 2010. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Tadeáš Szlachta, Ph.D.
- [9] VAŘEKA, Michael. *Návrh a výroba výukového standu spalovacího motoru*. Ostrava, 2015. Bakalářská práce. VŠB - Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Ing. Pavel Klaus Ph.D.
- [10] VAVERKA, Lukáš. *Hyundai ix35 2,0 CRDi (135 kW) AT* [online]. 2010 [cit. 2017-05-03]. ISSN 1213-8991. Dostupné z: <http://www.auto.cz/test-hyundai-ix35-2-0-crdi-135-kw-at-22083>
- [11] *E-ŽELEZNÁ KNIHA: Profil dutý svařovaný černý s obdélníkovým průřezem, EN 10219, rozměr 60x20x3* [online]. Praha: Feron, 2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=23982>

- [12] *E-ŽELEZNÁ KNIHA: Trubka bezešvá hladká kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 44,5x3,2* [online]. Praha: Feron, 2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=31146>
- [13] *E-ŽELEZNÁ KNIHA: Trubka bezešvá hladká kruhová, ČSN 42 5715.01, rozměr 51x3,2* [online]. Praha: Feron, 2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=270362017-05-03>. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=31146>
- [14] *E-ŽELEZNÁ KNIHA: Tyč kruhová broušená leštěná, DIN 671, úchylka h9, průměr 14* [online]. Praha: Feron, 2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=22957>
- [15] In: *Drive2: Реклама* [online]. Russia: drive2, 2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <https://www.drive2.ru/l/4634761/>
- [16] In: *Machine Mart: Workshop Cranes & Engine Stands* [online]. Nottingham: Machine Mart [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <https://www.machinemart.co.uk/p/clarke-ces340-340kg-engine-stand/>
- [17] In: *SAE: Hyundai launches its first proprietary 6-speed automatic* [online]. Warrendale: International, ©2017 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://articles.sae.org/7200/>
- [18] *Technický servis: Kruhové trubky tvářené za tepla DIN 2448* [online]. Praha: Salzgitter Mannesmann Stahlhandel, 2004 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.salgitter.cz/index.php?page=44>
- [19] *Technická příručka: Přehled vlastností oceli S355J2* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, ©1995-2017 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: 1url.cz/gtTH3
- [20] *E-konstruktor: HODNOTY MEZÍ PEVNOSTI, KLUZU, ÚNAVY A DOVOLENÝCH NAPĚTÍ PRO OCEL* [online]. Praha: E-konstruktor, ©2013 [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mez-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [21] In: *FarPost.ru: Объявления от частных лиц и компаний* [online]. Russia: FarPost, ©1997-2017 [cit. 2017-05-06]. Dostupné z: 1url.cz/3tTRG

7. Seznam příloh

Příloha A: Sestavný výkres stojanu pro převodovku osobního vozidla

Příloha B: Výrobní výkres aretační příruby

Příloha C: Datový nosič s kompletní bakalářskou prací